

⑩ 日本国特許庁 (JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭58—142060

⑬ Int. Cl.³
F 16 H 9/18

識別記号

庁内整理番号
7111—3 J

⑭ 公開 昭和58年(1983) 8月23日

発明の数 1
審査請求 未請求

(全 6 頁)

⑮ ベルト自動変速機のトルク検出カム機構

⑯ 発明者 宮崎国男

富士見市針ヶ谷111—10

⑰ 特 願 昭57—22454

⑯ 発明者 大利裕史

⑱ 出 願 昭57(1982) 2月15日

志木市本町4—11—13

⑲ 発明者 石原武男

⑰ 出 願 人 本田技研工業株式会社

朝霞市根岸台1—6—68

東京都渋谷区神宮前6丁目27番
8号

⑳ 発明者 木村清

㉑ 代理人 弁理士 渡部敏彦

清瀬市中里6—54—2

明 細 書

1. 発明の名称

ベルト自動変速機のトルク検出カム機構

2. 特許請求の範囲

1. 遠心力によりドライブフェースとムーバブルドライブフェースとの間隔が変化してピッチ径が可変になるドライブプーリーと、該ドライブプーリーからドライブベルトにより駆動され、ドリブンフェースガスのローラビンとムーバブルドリブンフェースのドリブンカムのカム溝と係合され、ドライブベルトの伝達トルクとスプリング力によりドリブンフェースとムーバブルドリブンフェースとの間隔が変化してピッチ径が可変になるドリブンプーリーを備えたベルト自動変速機のトルク検出カム機構において、前記ドリブンカムのカム溝のローラビンに対する作動角度を低速高トルク駆動域から高速低トルク駆動域に向つて少なくとも2段階以上無段階に変化させ、高速低トルク駆動域におけるドリブンプーリーのベルト横圧力を変速特性に応じて低減せ

しめたことを特徴とするベルト自動変速機のトルク検出カム機構。

2. 前記ドリブンカムのカム溝のローラビンに対する作動角度を低速高トルク駆動域において45°としたことを特徴とする特許請求範囲第1項記載のベルト自動変速機のトルク検出カム機構。

3. 発明の詳細な説明

本発明は自動二輪車等に使用されるベルト自動変速機において、要求される変速特性にマッチしたドリブンプーリーのベルト横圧力を与えるようにしたトルク検出カム機構に関する。

ドライブベルトと、トルク検出カム機構を用いてピッチを可変にしたドリブンプーリーによりエンジンの回転数に応じて減速比を可変にしたベルト自動変速機は既に公知である。そしてこのようなトルク検出カム機構付きのベルト自動変速機は構造が簡単で操作が容易なため、特に自動二輪車のような小型、安価でかつ広範囲の使用回転ゾーン

の要求される機種に対して極めて有効である。

上記ベルト自動変速機の構造の概要を第1図に

に基づいて説明すると次の通りである。即ちエンジン1のクランクシャフト2にピッチ径が可変のドライブプーリ3が取付けられている。このドライブプーリ3はクランクシャフト2に固定されたドライブフェース3aと、クランクシャフト2に嵌挿されたドライブフェースカラー3b上を軸方向に摺動可能なムーバブルドライブフェース3cと、クランクシャフト2に固定されたランブプレート3dと、ムーバブルドライブフェース3cとランブプレート3dとの間に挿入されたウエイトローラ3eとよりなる。ムーバブルドライブフェース3cはエンジン1の回転数に応じて発生するウエイトローラ3eの遠心力によりドライブフェースカラー3b上を軸方向に摺動してドライブフェース3aとの間隔を変化させ、ドライブプーリ3のピッチ径を可変にする。

上記ドライブプーリ3からドライブベルト4により動力が伝達されるドリブンプーリ5はドリブンフェース5aと、ムーバブルドリブンフェース5bとよりなり、ドリブンフェース5aはドリブ

ンシャフト6に対し回転可能なドリブンフェースボス5cと一体にされている。ムーバブルドリブンフェース5bはドリブンフェースボス5c上を軸方向に摺動可能なドリブンカム5dと一体にされ、スプリング5eによりドリブンフェース5a方向に押圧されている。そして前記ドライブプーリ3とこのドリブンプーリ5とに掛回されたドライブベルト4の張力とスプリング5eのばね力とがバランスした点でドリブンフェース5aとムーバブルドリブンフェース5bとの間隔が設定され、ドリブンプーリ5のピッチ径が可変となる。

また前記ドリブンフェースボス5cには遠心クラッチ7のクラッチプレート7aが固設され、一方ドリブンシャフト6にクラッチアウト7bが固定され、ドリブンプーリ5の回転数が所定数以上に達すると、クラッチプレート7aに設けられた遠心クラッチシュー7cに発生する遠心力によりクラッチシュー7cがクラッチアウト7bに係合し、ドリブンプーリ5の回転がドリブンシャフト6に伝えられる。このドリブンシャフト6の回転

はミッションギヤ8を介してファイナルシャフト9に伝えられ駆動後輪10が駆動される。

第2図は前記ドリブンプーリ5のトルク検出カム機構の詳細を示し、ドリブンフェースボス5cの外周に1箇所以上のローラピン5fが立設され、このローラピン5fはドリブンフェースボス5cの外周に摺動されるドリブンカム5dの対応した位置に設けられたカム溝5gに係合されている。第2図に示すカム溝5gは軸方向に対して所定角度 θ （実用的には 45° ）直線的に傾斜した一般のカム溝であつて、ムーバブルドリブンフェース5bがドリブンフェース5aに対して図上左側から見て時計方向に相対移動する時ムーバブルドリブンフェース5bとドリブンフェース5aとの間隔が図に仮想線で示したように高減比位置に達しドリブンプーリ5のピッチ径が実質的に減小するように作動する。

次に第3図及び第4図によりトルク検出カム機構の各種カム溝の特性を説明する。記号 Q_1 はドライブプーリ3側のベルト横圧力即ちムーバブル

ドライブフェース3cに発生するベルト横圧力で、これはエンジン1の回転数 N に比例しウエイトローラ3eに発生する遠心力に相関する。記号 Q_2 はドリブンプーリ5側のベルト横圧力、即ちムーバブルドリブンフェース5bを押圧するスプリング5eの押圧力 Q_2 と、トルク検出カム機構の作用で発生するベルト横圧力 Q_c との和となり、トルク検出カム機構の作用で発生するベルト横圧力 Q_c はドライブプーリ3からドライブベルト4を介してドリブンプーリ5へ伝達される伝達トルク T と、トルク検出カム機構のカム溝5gの傾斜角等によるカム効率に相関する。そして結局 $Q_1 = f(Q_2)$ の関係が成立する。

第3図(1)は前記従来の直線的 $\theta (=45^\circ)$ 傾斜したカム溝の場合で、ドリブンプーリ5に働くベルト横圧力 Q_2 はドライブベルト4の伝達トルク T によりムーバブルドリブンフェース5bに働く推力（トルク検出カム機構によるベルト横圧力） Q_c とスプリング5eの押圧力 Q_2 との和でありこれは次式で現わされる。

$$Q_2 = (T \sin \theta \cos \theta) + Q_s = Q_c + Q_s$$

そしてこのカム溝5gは直線であるから低速高トルク駆動域であつても高速低トルク駆動域であつても上記ドリブンブーリ5に働くベルト横圧力は Q_2 で変らない。従つてドライブベルト4によるトルク伝達力が小さくてすむ高速低トルク駆動域においても、大きなトルク伝達力が必要な低速高トルク駆動域と同様のベルト横圧力 Q_2 をドリブンブーリ5が受け、ドライブベルト4及びドリブンブーリ5等に余分な負担を与えることになる。

本発明上述の問題に鑑みなされ、遠心力によりドライブフエースとムーバブルドライブフエースとの間隔が変化してピッチ径が可変になるドライブブーリと、該ドライブブーリからドライブベルトにより駆動され、ドリブンフエースガスのローラピンとムーバブルドリブンフエースのドリブンカムのカム溝と係合され、ドライブベルトの伝達トルクとスプリング力によりドリブンフエースとムーバブルドリブンフエースとの間隔が変化してピッチ径が可変になるドリブンブーリを備えたベ

ルト自動変速機のトルク検出カム機構において、前記ドリブンカムのカム溝のローラピンに対する作動角度を低速高トルク駆動域から高速低トルク駆動域に向つて少なくとも2段階乃至無段階に変化させ、高速低トルク駆動域におけるドリブンブーリのベルト横圧力を変速特性に応じて低減せしめるようにしたもので、以下第3図(2)以下に示す本発明の実施例について説明する。

第3図(2)はカム溝5gのローラピン5fに対する作動角度を低速高トルク駆動域では θ ($=45^\circ$)とし、高速低トルク駆動域に向い途中で θ_1 ($<\theta$)としたものである。この時のドリブンブーリ5に働く低速高トルク駆動域におけるベルト横圧力 Q_2 と、高速低トルク駆動域におけるベルト横圧力 Q_2' との関係式は次の通りである。

$$Q_2 = (T \sin \theta \cos \theta) + Q_s = Q_c + Q_s$$

$$Q_2' = (T \sin \theta_1 \cos \theta_1) + Q_s = Q_c' + Q_s$$

(但し Q_c' は高速低トルク域におけるトルク検出カム機構のベルト横圧力。以下同じ。)

$$Q_2 > Q_2'$$

第3図(3)はカム溝5gのローラピン5fに対する作動角度を低速高トルク駆動域では前例と同様 θ ($=45^\circ$)とし、高速低トルク駆動域では θ_1 ($=0$)としたものである。即ちこの場合高速低トルク域ではトルク検出カム機構で発生するベルト横圧力 Q_c' は0でスプリング Q_s の押圧力のみになる。従つて低速高トルク駆動域におけるベルト横圧力 Q_c と、高速低トルク駆動域におけるベルト横圧力 Q_c' との関係式は次の通りである。

$$Q_2 = (T \sin \theta \cos \theta) + Q_s = Q_c + Q_s$$

$$Q_2' = 0 + Q_s$$

$$Q_2 \gg Q_2'$$

第3図(4)はカム溝5gのローラピン5fに対する作動角度を低速高トルク駆動域では前例と同じく θ ($=45^\circ$)とし、高速低トルク駆動域では反対に θ_2 ($>\theta$)としたものである。この時のドリブンブーリ5に働く低速高トルク駆動域におけるベルト横圧力 Q_2 と、高速低トルク駆動域におけるベルト横圧力 Q_2' との関係式は次の通りである。

$$Q_2 = (T \sin \theta \cos \theta) + Q_s = Q_c + Q_s$$

$$Q_2' = (T \sin \theta_2 \cos \theta_2) + Q_s = Q_c' + Q_s$$

ここでカム溝5gの角度は $\theta_1 < \theta < \theta_2$ であるのにもかかわらず、第3図(2)のカム溝5gの場合と同様に $Q_2 > Q_2'$ である。即ちカム溝5gのローラピン5fに対する作動角度が 45° の時、トルク検出カム機構によるベルト横圧力 Q_2 は最大となる。尚本実施例では低速高トルク駆動域でのカム溝5gの角度を上記したようにベルト横圧力 Q_2 が最大となる 45° とし、また高速低トルク駆動域のカム溝の角度も各種のものについて説明したが、これらの角度はドライブベルト4の伝達トルク、トルク検出カム機構のカム効率、ドライブベルト4とドリブンブーリ5との摩擦係数等によつて適宜定められてよいものである。

第4図(1)(2)(3)(4)に示すグラフは、トルク検出カム機構付きのベルト自動変速機のエンジン回転数 N (r.p.m)と時速 $(V \text{ km/h})$ との関係を示したグラフで、第3図(1)の従来の 45° 直線形カム溝のものでは、第4図(1)のグラフのようにエンジンが一定の回転数に達するとエンジン回転数が一定の

またブリーが低速高トルク域から高速低トルク域へ自動変速されることを示し、第3図(2)のカム溝のものでは第4図(2)のグラフのようにエンジンが一定回転数に達するとドリブンブリー5の推力が前記第3図(1)のものより減小するため低速高トルク域から高速低トルク域へブリーが自動変速し易く、エンジンの負荷も減少するためエンジン回転数が減少するにもかかわらず車速は増速され、第3図(3)のものでは第4図(3)のグラフのように上記第3図(2)のものよりこの特性が更に助長されて現れ、第3図(4)のものについては、カム溝がやや長いいため第4図(4)のグラフのようにエンジンのほぼ一定の回転数で低速高トルク駆動域から高速低トルク駆動域へブリーが変速する時間がややかかる傾向が現れている。つまりカム溝の角度を種々選択することにより要求される変速特性を得ることが可能である。

以上詳細に述べたように本発明によれば、遠心力によりドライブフエースとムーバブルドライブフエースとの間隔が変化してピッチ径が可変にな

るドライブブリーと、該ドライブブリーからドライブベルトにより駆動され、ドリブンフエースボスのローラピンとムーバブルドリブンフエースのドリブンカムのカム溝と係合され、ドライブベルトの伝達トルクとスプリング力によりドリブンフエースとムーバブルドリブンフエースとの間隔が変化してピッチ径が可変にされるドリブンブリーを備えたベルト自動変速機のトルク検出カム機構において、前記ドリブンカムのカム溝のローラピンに対する作動角度を低速高トルク駆動域から高速低トルク駆動域に向つて少なくとも2段階以上無段階に変化させ、高速低トルク駆動域におけるドリブンブリーの横圧力を変速特性に応じて低減せしめるようにしたもので、カム溝の形状を要求される変速特性にマッチさせて種々選択することが可能で、車輛の走行性能を向上させることができ、またドライブベルトの駆動トルクに見合ったブリーの横圧力を与えることによつてベルトの発熱を防止し、耐久性を向上することができる。

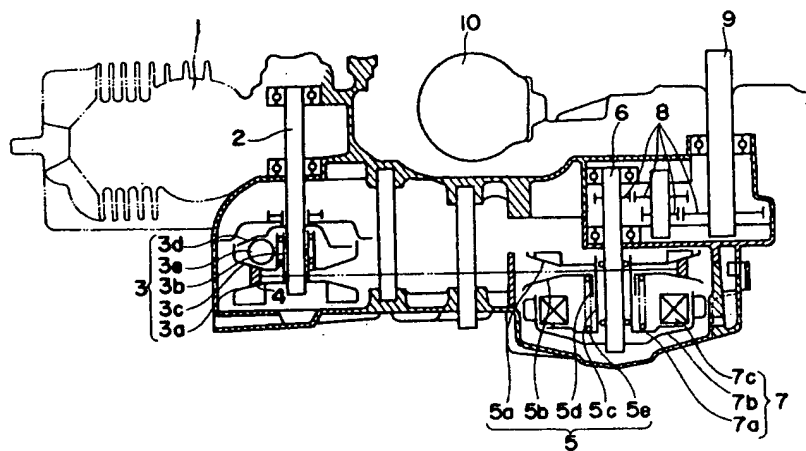
4. 図面の簡単な説明

第1図は一般のベルト自動変速機の構造を説明する概略図、第2図はトルク検出カム機構の詳細断面図、第3図はトルク検出カム機構の各種カム溝の解析図で第3図(1)は従来の直線形、第3図(2)、(3)、(4)は本発明による実施例、第4図はトルク検出カム機構付きのベルト自動変速機のエンジン回転数 N_e (r.p.m) と時速 $(V_{km/h})$ との関係を示したグラフで、第4図(1)は従来の直線形カム溝、第4図(2)、(3)、(4)は夫々第3図(2)、(3)、(4)に対応した本発明のカム溝をもつものである。

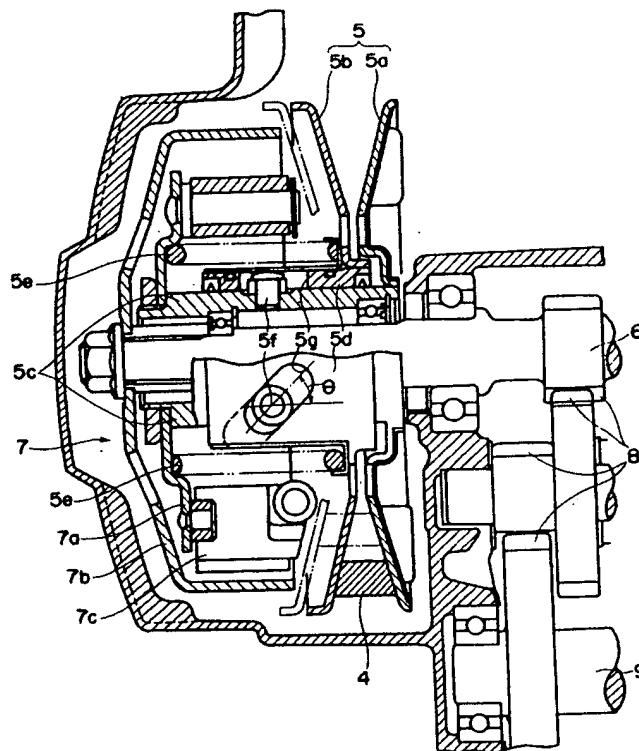
3...ドライブブリー、3a...ドライブフエース、3c...ムーバブルドライブフエース、4...ドライブベルト、5...ドリブンブリー、5a...ドリブンフエース、5b...ムーバブルドリブンフエース、5c...ドリブンフエースボス、5d...ドリブンカム、5e...スプリング、5f...ローラピン、5g...カム溝。

出願人 本田技研工業株式会社
代理人 井理士 渡部 敏彦

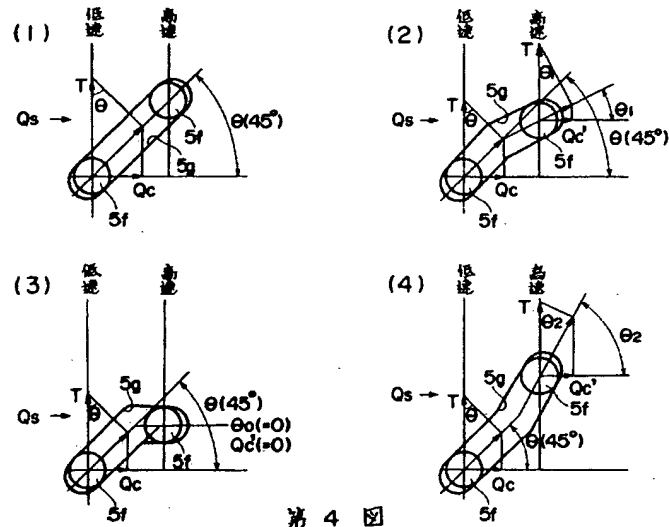
第 1 図



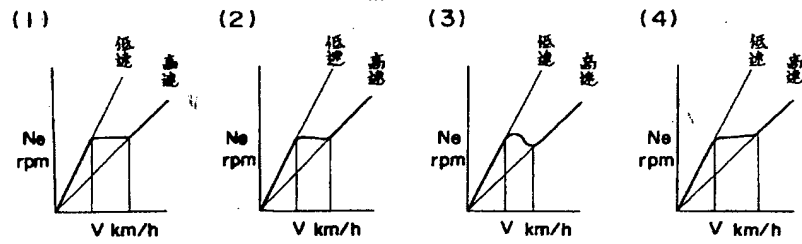
第 2 図



第 3 图



第 4 图



PAT-NO: JP358142060A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 58142060 A

TITLE: TORQUE DETECTING CAM MECHANISM OF AUTOMATIC BELT SPEED
CHANGE DEVICE

PUBN-DATE: August 23, 1983

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

ISHIHARA, TAKEO

KIMURA, KIYOSHI

MIYAZAKI, KUNIO

OTOSHI, YASUSHI

INT-CL (IPC): F16H009/18

ABSTRACT:

PURPOSE: To obtain the belt lateral pressure of a driven pulley matching with required speed change characteristic by changing the operation angle of a cam groove of a driven cam in relation to a roller pin to the extent from two steps up to the stepless condition.

CONSTITUTION: If an operation angle of a cam groove 5g in relation to a roller pin 5f is set to θ ($=45^\circ$) in a low-speed and high torque driving area and θ_1 ($<\theta$) on the way to high-speed and low torque driving area, the belt lateral pressure Q_2 which works on a driven pulley 5 in low-speed and high torque driving area at this time is made larger than belt lateral pressure Q'_2 in the high-speed and low torque driving area. Further, since the driving force of the driven pulley 5 becomes smaller than that of a linear cam groove when the engine speed reaches the definite number of revolution, automatic speed change of the pulley from the low-speed and high torque area to the high-speed and low torque area becomes easy and load of the engine is decreased, therefore, the car speed is increased in spite of a decrease in the number of engine revolution.

COPYRIGHT: (C)1983,JPO&Japio

----- KWIC -----

Abstract Text - FPAR (1):

PURPOSE: To obtain the belt lateral pressure of a driven pulley matching with required speed change characteristic by changing the operation angle of a

cam groove of a driven cam in relation to a roller pin to the extent from two steps up to the stepless condition.

Abstract Text - FPAR (2):

CONSTITUTION: If an operation angle of a cam groove 5g in relation to a roller pin 5f is set to $\theta (=45^\circ)$ in a low-speed and high torque driving area and $\theta_1 (<\theta)$ on the way to high-speed and low torque driving area, the belt lateral pressure Q_2 which works on a driven pulley 5 in low-speed and high torque driving area at this time is made larger than belt lateral pressure Q'_2 in the high-speed and low torque driving area. Further, since the driving force of the driven pulley 5 becomes smaller than that of a linear cam groove when the engine speed reaches the definite number of revolution, automatic speed change of the pulley from the low-speed and high torque area to the high-speed and low torque area becomes easy and load of the engine is decreased, therefore, the car speed is increased in spite of a decrease in the number of engine revolution.

Title of Patent Publication - TTL (1):

TORQUE DETECTING CAM MECHANISM OF AUTOMATIC BELT SPEED CHANGE DEVICE

International Classification, Main - IPCO (1):

F16H009/18